



PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **10184410 A**(43) Date of publication of application: **14.07.88**

(51) Int. Cl.

F02D 29/00
B60K 41/06
F16H 61/08
// F16H 59:14
F16H 59:42

(21) Application number: **08345980**(22) Date of filing: **25.12.86**(71) Applicant: **AISIN AW CO LTD**

(72) Inventor:
TSUTSUI HIROSHI
NISHIDA MASAOKI
YAMAMOTO YOSHIHISA
SAITO MASAO
KUBO TAKAYUKI

(54) **SHIFT CONTROLLER OF AUTOMATIC TRANSMISSION**

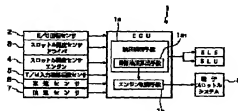
(57) Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce the extent of heat load and a shock in the initial stage of engagement by making a pressure regulating means pertaining to a hydraulic servo generate a hydraulic pressure rising command before a rotational change at the input side of a shift mechanism occurs at gear shifting, and letting it start its torque-down by engine control in synchronizing with this hydraulic pressure rising command.

SOLUTION: In an electronic control unit 1 inputting each signal of an engine speed sensor 2, a throttle opening sensor 3, a sensor 5 detecting the input shaft rotational frequency of a transmission, and a car speed sensor 6 or the like, a throttle valve is controlled via an electronic throttle system 8, making it perform torque control. In addition, a friction engaging element of an automatic shift mechanism and hydraulic pressure to a hydraulic servo are selected into intermittent contacting control whereby the required shift speeds are secured. At the time of the specified shift, a pressure regulating means, regulating the hydraulic pressure to the hydraulic servo, is made to generate a hydraulic pressure rising command to the hydraulic servo of the engaging side friction engaging element before a rotation change at the input side of the automatic shift

mechanism is generated in time of the specified shift, and a torque-down command is generated in synchronizing with this hydraulic pressure rising command.

COPYRIGHT: (C)1998,JPO



【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジン出力軸と車輪との間に介在して、入力側の回転を複数の摩擦係合要素を断・接することにより伝動経路を切換えて出力側に出力する自動変速機構と、前記摩擦係合要素を断・接作動する油圧サーボへの油圧を切換える油圧回路と、を備えてなる自動変速機の変速制御装置において、

前記入力側の回転数を検出する入力回転数検出手段と、前記油圧サーボへの油圧を調圧する調圧手段と、前記エンジンの出力トルクを操作するエンジン操作手段と、

所定変速に際して前記自動変速機構の入力側の回転変化が生じる前に、前記調圧手段に係合側摩擦係合要素の油圧サーボへの油圧上昇指令を発する油圧制御手段と、該油圧上昇指令に同期して、前記エンジン操作手段にトルクダウン指令を発するエンジン制御手段と、

を備えることを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

【請求項2】 前記油圧制御手段は、前記自動変速機構への入力トルクに応じて、入力側の回転変化を生じる直前の状態の目標油圧を算出する目標油圧算出手段を有し、

前記係合側摩擦係合要素の油圧サーボへの油圧が前記目標油圧に達することと同期して、前記エンジン制御手段がトルクダウン指令を発する、

ことを特徴とする請求項1記載の自動変速機の変速制御装置。

【請求項3】 前記油圧制御手段は、前記目標油圧に達した時点での入力側回転変化の目標とする目標回転変化率を算出する目標回転変化率算出手段と、前記入力回転数検出手段の検出値に基づき、入力側回転数の回転変化開始時における回転変化率を算出する回転変化率算出手段と、

前記目標回転変化率と回転変化率とに基づき、前記目標油圧を補正する学習制御手段と、

を備えることを特徴とする請求項2記載の自動変速機の変速制御装置。

【請求項4】 前記油圧制御手段は、前記目標油圧に達した時点での入力側回転変化の目標とする目標回転変化率を算出する目標回転変化率算出手段と、

前記目標回転変化率に基づき、前記係合側摩擦係合要素の油圧サーボへの油圧上昇変化を算出する油圧変化算出手段と、を有し、

前記エンジン制御手段は、前記油圧上昇変化に基づき前記トルクダウンのスィープ勾配を算出するスィープ勾配算出手段を有する、

ことを特徴とする請求項2又は3記載の自動変速機の変速制御装置。

【請求項5】 前記油圧制御手段は、前記目標油圧に達した時点での入力側回転変化の目標とする目標回転変化率を算出する目標回転変化率算出手段を有し、

前記エンジン制御手段は、前記目標回転変化率に基づきトルクダウン量を算出するトルクダウン量算出手段を有し、

前記入力回転数検出手段に基づき入力側の回転変化を検出した状態では、前記トルクダウン量算出手段にて算出されたトルクダウン量になるように前記エンジン操作手段を操作してなる、

ことを特徴とする請求項2ないし4のいずれか記載の自動変速機の変速制御装置。

【請求項6】 前記エンジン制御手段は、前記所定変速の変速制御終了後、前記スィープ勾配算出手段にて算出されたスィープ勾配にてトルクアップ指令を発する、ことを特徴とする請求項4記載の自動変速機の変速制御装置。

【請求項7】 前記油圧制御手段は、前記目標油圧算出手段にて算出された目標油圧まで油圧を所定勾配でスィープアップする第1のスィープ部と、前記目標油圧から前記所定勾配より緩やかな勾配でスィープアップする第2のスィープ部と、

を備えることを特徴とする請求項2ないし6のいずれか記載の自動変速機の変速制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、自動車に搭載される自動変速機の変速制御装置に係り、詳しくはアップシフトにてエンジン制御する装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来、アップシフトに際してエンジン制御する装置として、特開昭63-17130号公報に示されるものがある。

【0003】 このものは、エンジンから車輪側へ動力伝達される、いわゆるパワーオン状態におけるアップシフトに際して、エンジントルク復帰と関連させて係合側摩擦係合要素の油圧を低下させて、エンジントルク制御終了時に出力トルクが上昇するという問題点の解消を図ったものであるが、上記エンジントルク制御の開始は、入力軸等の所定メンバーの回転数変化を検出することにより行なっている（エンジントルクダウン）。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】 上述したように、所定メンバーの回転数変化を検出した後にエンジントルクダウン制御を開始するものであっては、上記回転変化を生ずるための係合油圧の上昇が必要となり、係合初期（イナーシャ相初期）にあつては、エンジン制御前に係る高いエンジントルクが上昇した係合油圧に基づく摩擦係合要素に作用し（イナーシャトルク）、該摩擦係合要素に対する熱負荷を低減することができない。

【0005】 また、イナーシャトルクが発生した後エンジン制御が開始されてトルクダウンが行なわれるために係合初期にショックを発生する。

【0006】そこで、本発明は、入力側の回転変化開始前の油圧上昇に同期してエンジン制御によるトルクダウンを開始し、もって係合初期における熱負荷及びショックを低減し得る自動変速機の変速制御装置を提供することを目的とするものである。

【0007】

【課題を解決するための手段】請求項1に係る発明は、エンジン出力軸と車輪との間に介在して、入力側の回転を複数の摩擦係合要素を断・接することにより伝動経路を切換えて出力側に出力する自動変速機構と、前記摩擦係合要素を断・接作動する油圧サーボ(9、10)への油圧を切換える油圧回路と、を備えてなる自動変速機の変速制御装置において、前記入力側の回転数を検出する入力回転数検出手段(5)と、前記油圧サーボへの油圧を調圧する調圧手段(9LS、9LU、11、12)と、前記エンジンの出力トルクを操作するエンジン操作手段(8)と、所定変速に際して前記自動変速機構の入力側の回転変化が生じる前に、前記調圧手段に係合側摩擦係合要素の油圧サーボへの油圧上昇指令を発する油圧制御手段(1a)と、該油圧上昇指令に同期して、前記エンジン操作手段(8)トルクダウン指令を発するエンジン制御手段(1b)と、を備えることを特徴とする自動変速機の変速制御装置にある。

【0008】請求項2に係る本発明は、前記油圧制御手段(1a)は、前記自動変速機構への入力トルク(T_i)に応じて、入力側の回転変化を生じる直前の状態の目標油圧(P_{TA})を算出する目標油圧算出手段(1a1)(S8)を有し、前記係合側摩擦係合要素の油圧サーボへの油圧が前記目標油圧(P_{TA})に達することに同期して、前記エンジン制御手段(1b)がトルクダウン指令を発する、ことを特徴とする請求項1記載の自動変速機の変速制御装置にある。

【0009】請求項3に係る本発明は、例えば図9、図10に示すように、前記油圧制御手段は、前記目標油圧(P_{TA})に達した時点での入力側回転変化の目標とする目標回転変化率($\omega a'$)を算出する目標回転変化率算出手段(S11)と、前記入力回転数検出手段(5)の検出値に基づき、入力側回転数の回転変化開始時における回転変化率($\omega s'$)を算出する回転変化率算出手段(S42)と、前記目標回転変化率($\omega a'$)と回転変化率($\omega s'$)とに基づき、前記目標油圧を補正する学習制御手段(S43～S46)と、を備えることを特徴とする請求項2記載の自動変速機の変速制御装置にある。

【0010】請求項4に係る本発明は、前記油圧制御手段(1a)は、前記目標油圧(P_{TA})に達した時点での入力側回転変化の目標とする目標回転変化率($\omega a'$)を算出する目標回転変化率算出手段と、前記目標回転変化率($\omega a'$)に基づき、前記係合側摩擦係合要素の油圧サーボへの油圧上昇変化(δP_{TA})を算出する油圧変

化算出手段(S11)と、を有し、前記エンジン制御手段(1b)は、前記油圧上昇変化(δP_{TA})に基づき前記トルクダウンのスリーブ勾配(δT_c)を算出するスリーブ勾配算出手段(S32)を有する、ことを特徴とする請求項2又は3記載の自動変速機の変速制御装置にある。

【0011】請求項5に係る本発明は、前記油圧制御手段(1a)は、前記目標油圧(P_{TA})に達した時点での入力側回転変化の目標とする目標回転変化率($\omega a'$)を算出する目標回転変化率算出手段(S11)を有し、前記エンジン制御手段は、前記目標回転変化率($\omega a'$)に基づきトルクダウン量(T_{CD})を算出するトルクダウン量算出手段(S34)を有し、前記入力回転数検出手段(5)に基づき入力側の回転変化を検出した状態では、前記トルクダウン量算出手段にて算出されたトルクダウン量(T_{CD})になるように前記エンジン操作手段(8)を操作してなる、ことを特徴とする請求項2ないし4のいずれか記載の自動変速機の変速制御装置である。

【0012】請求項6に係る本発明は、前記エンジン制御手段(1b)は、前記所定変速の変速制御終了後(S37)、前記スリーブ勾配算出手段(S32)に算出されたスリーブ勾配にてトルクアップ指令を発する(S36)、ことを特徴とする請求項4記載の自動変速機の変速制御装置にある。

【0013】請求項7に係る本発明は、前記油圧制御手段(1a)は、前記目標油圧算出手段(S8)にて算出された目標油圧(P_{TA})まで油圧を所定勾配でスリーブアップする第1のスリーブ部(S9)と、前記目標油圧(P_{TA})から前記所定勾配より緩やかな勾配(δP_{TA})でスリーブアップする第2のスリーブ部(S12)と、を備えることを特徴とする請求項2ないし6のいずれか記載の自動変速機の変速制御装置にある。

【0014】【作用】以上の構成に基づき、所定変速に際して、係合側摩擦係合要素用油圧サーボへの油圧(係合油圧) P_A は、例えば入力トルク(T_i)に応じて算出される、入力側の回転変化を生じる直前の状態の目標油圧(P_{TA})に向って上昇し、更に該目標油圧から、入力側の回転変化が入力回転数検出手段(5)の検出により判断できるまで($\Delta N \geq dN_5$)、例えば目標回転変化率($\omega a'$)に基づき算出される油圧変化(δP_{TA})にて上昇する。

【0015】入力側回転変化を検出し得る前($\Delta N < dN_5$)、例えば上記係合油圧(P_A)が目標油圧(P_{TA})に達することに同期して、エンジン制御手段(1b)はトルクダウン指令を発して、エンジン操作手段(8)はインジトルクを低下するように作動する。

【0016】なお、上記カッコ内の符号は、図面と対照するためのものであるが、本発明の構成を何等限定するものではない。

【0017】

【発明の効果】請求項1に係る本発明によると、係合油圧の油圧上昇に同期してトルクダウンを開始することで、イナーシャトルクが発生する前にトルクダウンを開始させることができるため、係合初期での出力軸トルクの変動を抑制することができる、ショックを低減することができる。また、係合油圧のみで回転変化を起こさせるのではなく、係合油圧にトルクダウンが加わるため、係合油圧が低い値で回転変化を起こさせることができ、従って、係合初期の摩擦材の熱負荷を低減することができる。

【0018】請求項2に係る本発明によると、目標油圧に同期してトルクダウンを開始することで、トルク相におけるトルクの引き込みを抑えることができ、運転者に不快なブレーキ感を与えることがなく良好な変速フィーリングを得ることができる。

【0019】請求項3に係る本発明に関し、回転変化率の大きい場合には、目標油圧に達する前に回転変化が生じている場合であるためにエンジンのトルクダウンを行うことでイナーシャ初期の変速ショックが生じ、また回転変化率が小さい場合には、なかなか回転変化が生じないためにエンジンのトルクダウンを行うとトルク相での引き込みが大きくなってしまいが、実際の回転変化率を目標の回転変化率と比較しその比較値に基づき目標油圧を学習補正することで、常に回転変化が生じる直前に目標油圧を設定することができるので、最適なトルクダウン制御を行うことができる。

【0020】請求項4に係る本発明によると、回転変化を生じさせる目標油圧からの油圧上昇変化にてトルクダウンのスィープ勾配を設定するので、油圧上昇が緩やかときには回転変化も緩やかになるのに合わせてトルクダウン勾配も緩やかになるように設定し、油圧上昇が急なときには回転変化も急におきるのでそれに合わせてトルクダウン勾配も急になるように、常に滑らかな出力トルク変動にすることで変速フィーリングの向上を図ることができる。

【0021】請求項5に係る本発明によると、イナーシャ分のトルクダウンを行うため、イナーシャトルク分のトルク変動を抑制することができ、変速ショックのないスムーズな変速を行うことができる。

【0022】請求項6に係る本発明によると、トルクダウン時に設定したスィープ勾配にてトルクダウンを解除するので、トルクダウン解除に伴う出力トルク変動を滑らかにすることができ、変速ショックのないスムーズな変速を行うことができる。

【0023】請求項7に係る本発明によると、第1のスィープ部からイナーシャ相開始に合せた勾配の緩やかな第2のスィープ部へ移行することで変速をすばやく開始させかつ回転変化を滑らかに起こすことができるので、油圧の上げ過ぎによる変速ショックを防止することができ

ると共に、油圧の低過ぎによる変速の間延びを防止することができる。

【0024】

【発明の実施の形態】本自動変速機は、多数のクラッチ又はブレーキ等の摩擦係合要素を有し、これら摩擦係合要素を適宜断・接することによりプラネタリギヤの伝動経路が選択される自動変速機構（図示せず）を備えており、該自動変速機構の入力軸が、エンジン出力軸にトルクコンバータを介して連結しており、またその出力軸が駆動車輪に連結している。

【0025】図1は、電気系制御を示すブロック図であり、1は、マイクロコンピュータ（マイコン）からなる制御部（ECU）で、エンジン回転センサ2、ドライバのアクセルペダル踏み量を検出するスロットル開度センサ3、実際のエンジンにおけるスロットル開度を検出するセンサ4、トランスミッション（自動変速機構）の入力軸回転数（＝タービン回転数）を検出するセンサ5、車速（＝自動変速機出力軸回転数）センサ6及び油温センサ7からの各信号が入力しており、またエンジンのスロットルを制御する電子スロットルシステム8及び油圧回路のリニアソレノイドバルブSLS及びSLUに出力している。前記制御部1は、後述する目標油圧を算出し、該目標油圧等により油圧サーボへの油圧を算出して前記ソレノイドバルブSLS、SLUに出力する油圧制御手段1aと、係合油圧が上記目標油圧に達する等の実際に入力軸の回転変化を検出し得ない状態で電子スロットルシステム8にトルクダウン信号を出力するエンジン制御手段1bとを有している。

【0026】図2は、油圧回路の概略を示す図であり、前記2個のリニアソレノイドバルブSLS及びSLUを有すると共に、自動変速機構のプラネタリギヤユニットの伝達経路を切換えて、例えば前進4速又は5速、後進1速の変速段を達成する複数の摩擦係合要素（クラッチ及びブレーキ）を断接作動する複数の油圧サーボ9、10を有している。また、前記リニアソレノイドバルブSLS及びSLUの入力ポートa₁、a₂にはソレノイドモジュレータ圧が供給されており、これらリニアソレノイドバルブの出力ポートb₁、b₂からの制御油圧がそれぞれプレッシャコントロールバルブ11、12の制御油室11a、12aに供給されている。プレッシャコントロールバルブ11、12は、ライン圧がそれぞれ入力ポート11b、12bに供給されており、前記制御油圧にて調圧された出力ポート11c、12cからの調圧が、それぞれシフトバルブ13、15を介して適宜各油圧サーボ9、10に供給される。

【0027】なお、本油圧回路は、基本概念を示すためのものであって、各油圧サーボ9、10及びシフトバルブ13、15は、象徴的に示すものであり、実際には、自動変速機構に対応して油圧サーボは多数備えられており、これら油圧サーボへの油圧を切換えるシフトバルブ

も多数備えている。また、油圧サーボ10に示すように油圧サーボは、シリンダ16にオイルシール17により油密状に嵌合するピストン19を有しており、該ピストン19は、油圧室20に作用するプレッシャコントロールバルブ12からの調圧油圧に基づき、戻しスプリング21に抗して移動し、外側摩擦プレート22及び内側摩擦材23を接触させる。該摩擦プレート及び摩擦材は、クラッチで示してあるが、ブレーキにも同様に対応することは勿論である。

【0028】について、本発明の実施の形態と比較するため、従来の技術と同様なエンジン制御、即ち入力軸の回転変化を検知することに基づきエンジントルクダウンを開始する制御を、本発明に係る油圧制御に適用した参考例について、図3、図4、図5に沿って説明する。なお、上記油圧制御は、本出願人が特願平7-330895号(本出願時未公開)にて提案したものと同様なものであり、詳細は該出願に係る公報を参照されたい。

【0029】ドライバのアクセルペダル操作に基づくスロットル開度センサ3及び車速センサ6からの信号により、制御部1内の変速マップに基づき変速判断、例えば2→3変速のアップシフト判断がなされる。そして、所定シフトバルブの操作等の前処理のための所定時間経過後、係合油圧 P_A 及び解放油圧 P_B の変速制御が開始される。なお、該変速制御にあつては、ドライバは、アクセルペダルを略々一定な操作を保持して、変速中、エンジンから車輪側へ動力伝達されるパワーオン状態でアップシフト制御される。そして、係合側の油圧サーボへの油圧(係合油圧) P_A が所定圧 P_{S1} になるように所定信号をリニアソレノイドバルブ SLS (又は SLU)に出力する(S2)。該所定圧(限界圧) P_{S1} は、油圧サーボの油圧室20を満たすために必要な油圧に設定されており、所定時間 t_{SA} 保持される。該所定時間 t_{SA} が経過すると(S3)、係合油圧 P_A は、所定勾配 $[(P_{S1}-P_{S2})/t_{SE}]$ でスリーブダウンし(S4)、係合油圧 P_A が所定低圧 P_{S2} になると(S5)、該スリーブダウンが停止され、該所定低圧 P_{S2} に保持される(S6)。該所定低圧 P_{S2} は、どのような状況にあつても、ピストンストローク圧以上であつた入力軸の回転変化を生じさせない圧に設定されており、該所定低圧 P_{S2} は、計時 t が所定時間 t_{SE} 経過するまで保持される(S7)。

【0030】について、入力トルク T_I に応じて変化する所定関数 $[P_{TA}=f_{PTA}(T_I)]$ に基づき、入力回転数 N_I の回転変化が開始する直前(イナーシャ相の開始直前)の係合目標油圧 P_{TA} を算定する(S8)。該イナーシャ相開始時直前の係合側油圧 P_{TA} は、まず入力トルク T_I に対する係合トルク分担トルク $T_A=(1/|\alpha \cdot \dot{T}_I|; \alpha: \text{トルク分担率})$ が算定され、更に $P_{TA}=(T_A/|\Delta A|)+B_A+dP_{TA}$ [B_A :ピストンストローク圧(=スプリング荷重)、 ΔA :摩擦板有効半径×ピストン面積×摩擦板枚数×摩擦係数、 dP_{TA} :油圧の

遅れ分の油圧量]にて該目標油圧 P_{TA} が算出される。そして、該入力トルク T_I に応じて算定されたイナーシャ相開始時直前の係合油圧 P_{TA} に基づき、予め設定された所定時間 t_{TA} により所定勾配が算定され $[(P_{TA}-P_{S2})/t_{TA}]$ 、該勾配に基づき係合側油圧がスリーブアップする(S9)。該比較急勾配からなる第1のスリーブアップにより、係合トルクが増加し、入力回転数変化が開始する直前の状態、即ち前記算出された所定目標係合油圧 P_{TA} まで油圧が上昇する(S10)。この状態は、アップシフト前の状態にあって、出力軸トルク T_O が一時的に急降下(引き込み)するトルク相になる。

【0031】なお、入力トルク T_I (=タービントルク)は、車輪走行状況に基づき、マップによりスロットル開度とエンジン回転数に基づき線形補間してエンジントルクを求め、ついでトルクコンバータの入出力回転数から速度比を計算し、該速度比によりマップによりトルク比を求め、そして前記エンジントルクに上記トルク比を乗じて求められる。

【0032】そして、上記目標係合油圧 P_{TA} に達すると、即ち入力軸回転数の回転変化が開始されるイナーシャ相に入つたと予測される時点で、前記油圧の変化 δP_{TA} が入力軸回転数 N_I の回転変化開始時における目標とする目標回転変化率 $(d\omega a/dt; \omega a'$ と表記)に応じた関数 $[\delta P_{TA}=f_{\delta PTA}(\omega a')]$ により算出される(S11)。即ち、 k を定数、 t_{aim} を目標変速開始時間、 $\omega a'$ を目標回転変化率(目標回転数への勾配)、 I をイナーシャ量とすると、前記油圧変化 $\delta P_{TA}=[I \cdot \omega a']/[k \cdot t_{aim}]$ にて算定される。そして、該油圧変化 δP_{TA} による勾配でスリーブアップされる(S12)。該第2のスリーブアップは、回転変化開始時の入力軸回転数 N_{TS} からの回転変化分 ΔN が所定変速開始判定回転数 dN_S に達するまで続けられる(S13)。

【0033】なお、上記目標変速開始時間 t_{aim} は、入力軸回転数 N_I の関数として設定される。また、前記変速開始判定回転数 dN_S は、実際に回転数変化を検出し得る最小の回転数であり、入力軸回転数センサ5の検出精度に依存するものであつて、低回転では回転検出精度が悪くなるため、検出回転数を大きくする必要がある。従つて、変速開始判定回転数 dN_S が大きくなるため、目標変速開始時間 t_{aim} も長くなる。

【0034】について、係合側油圧変化 δP_I が、入力軸回転数センサ5の検出に基づく回転数の変化量 ΔN にてフィードバック制御されて設定され、該 δP_I の勾配によりスリーブアップされる(S14)。該 δP_I によるスリーブアップは、変速完了までの回転変化量 ΔN の α 1[%]、例えば70[%]まで続けられる(S15)。即ち、 N_{TS} を変速開始時の入力軸回転数、 ΔN を回転変化量、 g_I を変速前ギヤ比、 g_{II} を変速後ギヤ

比とすると、 $[(\Delta N \times 100) / N_{TS} (g_1 - g_{11})]$ が α_1 [%] になるまで続けられる。

【0035】更に、上記回転変化量の α_1 [%] を越え、滑らかな入力軸回転数変化量 ΔN に基づくフィードバック制御により異なる油圧変化 δP_L が設定され、該 δP_L の勾配によりスリーブアップされる (S16)。該 δP_L は、一般に δP_L より僅かにゆるい勾配となり、該スリーブアップは、変速近傍までの回転数変化量の α_2 [%]、例えば90 [%]まで続けられる (S17)。上記 δP_L 及び δP_L によるスリーブアップ目標変速時間 t_i は、油温による異なる複数のスロットル開度・車速マップが選択され、該マップに基づき設定される。

【0036】そして、該目標変速時間 t_i が経過すると、該計時時間 t_f が設定され (S18)、この状態はイナーシャ相が終了した状態と略々対応している。更に、比較的急な油圧変化 δP_F が設定されて、該油圧変化により油圧が急激にスリーブアップし (S19)、そして前記計時時間 t_f から、係合圧まで上昇するに充分な時間に設定されている所定時間 t_E が経過した状態で (S20)、係合側の油圧制御が完了する。

【0037】ついで、図3及び図5に沿って、上述したアップシフト変速における解放側油圧 P_B の制御について説明する。なお、図3は、係合及び解放の同時制御、いわゆるクラッチtoクラッチ (具体的には2→3変速) について示してあるが、解放側にワンウェイクラッチを用いて、係合油圧のみによる制御 (具体的には1→2変速) についても同様に成立することは勿論である。

【0038】まず、制御部1からの変速指令により、係合側と同時に解放側油圧制御の計時が開始され (S21)、解放油圧 P_B は、係合圧から高い油圧 P_H が供給されている (S22)。該高油圧 P_H の供給は、係合油圧 P_A が第1のスリーブアップを開始するまで (t_{SE}) 保持される (S23)。

【0039】そして、係合油圧 P_A 及び入力トルク T_I の関数 $[T_B = f_{TB}(P_A, T_I)]$ により解放側トルク T_B が算定され (S24)、更に余裕率 S_{10} 、 S_{20} が考慮されて ($T_B = S_{10} \times T_B' + S_{20}$)、解放側トルク T_B が算出される (S25)。そして、該解放側トルク T_B から解放油圧 P_B が算出される ($P_B = f_{PB}(T_B)$) (S26)。即ち、まず、係合側摩擦係要素が分担するトルク T_A が $[T_A = A_A + P_A + B_A]$ にて算出され (A_A : 有効半径×ピストン=面積×枚数×摩擦係数、 B_A : ピストンストローク圧)。更にこれにより、解放側摩擦係要素が分担するトルク T_B' が、 $[T_B' = (1/b) T_I - (a/b) T_A]$ にて算出される。なお、ここで、 b は解放側のトルク分担、 a は係合側のトルク分担、 T_I は入力トルクである。そして、余裕率 (タイアップ度合) S_{10} 、 S_{20} により、係合側摩擦係要素とのタイアップ度合を、ドライブ

イーリングを考慮して設定し、解放側トルク T_B が $[T_B = S_{10} \times T_B' + S_{20}]$ にて算出される。上記余裕率 S_{10} 、 S_{20} は、油温の相違により選択される多数のスロットル開度・車速マップにて、ドライバのフィードバックに合うように任意に設定されるものであって、一般に、 $S_{10} > 1.0$ 、 $S_{20} > 0.0$ からなる。更に、該余裕率を考慮した解放側トルク T_B から、解放油圧 P_B が、 $[P_B = (T_B / A_B) + B_B]$ にて算定される

(A_B : 解放側摩擦係要素の有効半径×ピストン面積×枚数×摩擦係数、 B_B : 解放側ピストンストローク圧)。

【0040】上述のようにして算出された解放油圧 P_B によるスリーブダウンは係合油圧 P_A に依存するものであるため、入力軸回転数が変化を始めるイナーシャ相開始時 (t_{IA}) にて屈曲する2段の勾配、即ち係合側の第1のスリーブアップに対応する比較的急勾配のスリーブダウンと、係合側の第2のスリーブアップに対応する比較的緩勾配のスリーブダウンからなる。そして、該スリーブダウンは、係合側と同様に、入力軸回転変化量 ΔN が、所定回転変化開始判定回転数 dN_S になるまで続く (S27)。ついで、解放油圧の変化 δP_E が設定され、該油圧変化による勾配でスリーブダウンし (S28)、該スリーブダウンは、解放側油圧 P_B が0になるまで続き (S29)、これにより、解放側の油圧制御が完了する。

【0041】そして、上述した油圧制御に、従来のエンジン制御を適用すると、入力軸回転数センサ5が、実際に回転変化を検出し得る最小回転数 dN_S を検出して判断することにより、エンジン制御によるトルクダウンが開始される。即ち、該エンジン制御によるエンジン制御コントロール量 T_C は、上記最小回転数 dN_S を検出した時点 (t_{aie}) にてダウンするように制御される。該時点は、トルク相が終了して入力回転の変化を開始するイナーシャ相の初期状態にあって、イナーシャトルクが発生している状態で入力トルクがダウンすることになるため、自動変速機出力トルク T_O が急激なピーク T_{OP} を発生してショックを生じる。

【0042】ついで、図4及び図5に沿って、本発明の実施の形態について説明する。なお、係合側及び解放側油圧制御に関しては、図4及び図5に示した上述参考例のものと同様である。

【0043】まず、図6に示すように、係合油圧 P_A を所定油圧 P_{S1} に上昇して、係合側摩擦係要素がトルク伝達する直前の状態になるようにピストン19を揺動し、更に該油圧を所定低圧 P_{S2} に保持して待機し、そして変速制御開始 ($t=0$) から該サージ起動時間 (t_{SE}) を経過した後、前記イナーシャ相開始直前の係合油圧 P_{TA} が入力トルクに対する係合側摩擦係要素のトルク分担に基づき算定され、係合油圧 P_A は、該算定された目標油圧 P_{TA} に向って第1のスリーブ勾配にて

上昇すると共に、該係合油圧の上昇に依存して、解放油圧 P_B は、係合圧 (P_W) 状態からスリーブダウンする。

【0044】係合油圧 P_A が上記算定された目標油圧 (入力回転数が回転変化を生ずる直前の油圧) P_{TA} になる状態、即ち入力軸回転数の回転変化が開始されるイナーシャ相に入った予測される時点 ($t_{SE} + t_{TA}$) で、目標回転変化率 $\omega a'$ に基づき算定される油圧変化 δP_{TA} による第2のスリーブ勾配にて、係合油圧 P_A が上昇する。同時に、解放油圧 P_B は、該係合側油圧変化 δP_{TA} に依存する油圧変化によりスリーブダウンする。

【0045】そして、係合油圧 P_A が前記目標油圧 P_{TA} まで上昇すると ($S31$)、即ち係合油圧 P_A の第2のスリーブ勾配 δP_{TA} による油圧上昇の開始と同時に ($t_{SE} + t_{TA}$) に、エンジン制御によるトルクコントロール量 T_C のダウンが開始される。該エンジンコントロール量 T_C は、図8に示すように、前記第2のスリーブ勾配からなる係合油圧の油圧変化量 δP_{TA} に応じて算出されたスリーブ勾配 δT_C にてダウンする ($S32$)。なお、エンジンコントロール量は制御部1のエンジン制御手段1bからの信号による電子スロットルシステム8により制御される。即ち、ドライバのアクセル操作量に直結することなく、後述するように、油圧変化量に基づきエンジンにおける実際のスロットル開度が制御されて、その際のエンジン回転数と合せて算出されたエンジントルクを出力する。

【0046】前記係合油圧 P_A の第2のスリーブ勾配 δP_{TA} による上昇は、入力軸回転数センサ5が、実際に回転数変化を検出し得る変速開始判定回転数 dN_S まで続行するが、上述したように、係合(及び解放)油圧変化 δP_{TA} と同時に、エンジントルクコントロール量 T_C がスリーブダウン (dT_C) するので、入力軸回転数 N_T は急速にダウンして、前記図3に示す場合より早期に上記変速開始判定回転数 dN_S に達し、それ以降は、前述したように、入力軸回転変化量 ΔN に基づき係合油圧 P_A はフィードバック制御される (δP_1 , δP_1)。

【0047】そして、入力軸回転変化量 ΔN が上記変速開始判定回転数 dN_S になったことを判断すると ($S33$)、上記エンジンコントロール量 T_C のスリーブダウンが停止される。この際のエンジントルクダウン量 T_{CB} は、前記イナーシャ量1と目標回転変化率 $\omega a'$ に基づき算定され、各変速制御毎でかつ入力回転数により目標トルクダウン量が設定される ($S34$)。

【0048】前記フィードバック制御による係合側油圧 δP_1 、 δP_1 は、前述したように、各変速段のギヤ比にて設定される回転変化量が所定割合 α_2 、例えば90 [%] を越えるまで続けられる。そして、入力軸回転数センサ5により検出される回転変化量 ΔN が所定割合 α_2 、即ち N_{TS} を変速開始時の入力回転数、 g_i を変速前ギヤ比、 g_{i+1} を変速後ギヤ比として、 $[(\Delta N \times 10$

$0) / N_{TS} (g_i - g_{i+1})]$ が α_2 [%] を越えると、エンジントルクコントロール量 T_C は、前記ステップ $S32$ にて算定されたトルク変化量 (dT_C) に基づく勾配によりスリーブアップする ($S36$)。そして、エンジンコントロール量 T_C が0、即ち電子スロットルシステム8によるスロットル (エンジン) 開度センサ4がスロットル (ドライバ) 開度センサ3と等しくなると、エンジン制御は停止される。また、係合油圧 P_A は、前記フィードバック制御 δP_1 後、係合圧まで上昇して油圧制御が完了する。

【0049】従って、入力軸回転変化が生じるイナーシャ相に入った時点を予測して、エンジンのトルクダウン制御が開始されるので、図3に示すようにイナーシャ相に入った後にトルクダウン制御をもの比にして早くトルクダウン開始され、出力トルク T_O に、図3に示されるようなピークトルク T_{OP} の発生はない。なお、図6における点線は、図3に示す制御による場合を示す。

【0050】なお、上述実施の形態は、係合油圧と解放油圧との制御によるクラッチツークラッチの場合であるが、解放側をワンウェイクラッチとした場合、上述した係合油圧の制御 (図4参照) のみとなり、解放側の油圧制御はなくなる。

【0051】について、図9及び図10に沿って、前述した図6に示すアップシフト制御における係合油圧の学習制御について説明する。

【0052】前記イナーシャ相開始直前の係合目標油圧 P_{TA} は、前述したように入力トルク T_I に応じて変化する所定関数に基づき算定されるが、これに所定学習補正係数 S_g を乗じて求める $[P_{TA} = S_g \times f(P_{TA} (T_I))]$ 。また、前記第2のスリーブ勾配 δP_{TA} における前記算出された目標回転変化率 $\omega a'$ ($= d\omega a' / dt$) の所定余裕幅、即ち上限 $\omega a'_{max}$ と下限 $\omega a'_{min}$ が設定される。そして、入力軸回転数変化 ΔN が前記変速開始判定判定回転数 dN_S に達した状態 ($S41$)、該所定変速開始判定回転数 dN_S における実際に入力軸回転数センサ5にて検出される回転変化率 $\omega s'$ ($= dN_S / dt$) を算出する ($S42$)。

【0053】上記実際に検出した入力軸回転変化率 $\omega s'$ が前記目標回転変化率上限 $\omega a'_{max}$ より大きい場合 ($S43$)、前記学習補正係数 S_g が所定変化量 dS_g を減じる ($S_g = S_g - dS_g$) ($S44$)。また、上記回転変化率 $\omega s'$ が前記目標回転変化率下限 $\omega a'_{min}$ より小さい場合 ($S45$)、前記学習補正係数 S_g に所定変化量 dS_g を加える ($S_g = S_g + dS_g$) ($S46$)。上記回転変化率 $\omega s'$ が前記目標回転変化率の上限と下限との間にある場合 ($\omega a'_{min} < \omega s' < \omega a'_{max}$)、前記学習補正係数 S_g はその値に保持される。

【0054】実際の回転変化率 $\omega s'$ が目標回転変化率 $\omega a'$ に比して大きい場合、目標油圧 P_{TA} に達する前に

入力軸回転変化が生じている場合であり、この状態でエンジンのトルクダウン制御を行うことは、図3に示す参考例と同様にイナーシャ相初期の変速ショックを発生することになり、また実際の回転変化率 $\omega s'$ が目標回転変化率 $\omega a'$ に比して小さい場合、実際の回転変化がなかなか生じない状態でエンジンのトルクダウン制御を行うこととなり、トルク相での出力トルクの低下(引き込み)が大きくなってエンジンブレーキがかかったような不快なショックを生じる。このため、上述したように、実際の回転変化率 $\omega s'$ と目標回転変化率 $\omega a'$ とを比較して、目標油圧 P_{TA} を学習補正し、常に目標油圧を回転変化が生じる直前の油圧に設定して、適正なトルクダウン制御を行う。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る電気ブロック図。

【図2】本発明に係る油圧回路の概略を示す図。

【図3】本発明の実施の形態と比較するための参考例を示すタイムチャート。

【図4】アップシフト変速における係合側の油圧制御を示すフロー図。

【図5】アップシフト変速における解放側の油圧制御を示すフロー図。

【図6】本発明の実施の形態を示すタイムチャート。

【図7】そのエンジントルク制御を示すフロー図。

【図8】係合油圧変化とトルクコントロール量変化の関係を示す図。

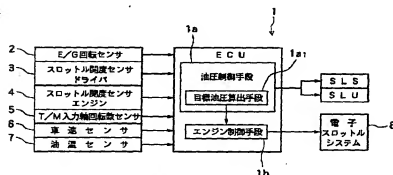
【図9】係合油圧の学習を示す図。

【図10】係合油圧の学習を示すフロー図。

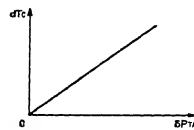
【符号の説明】

- | | |
|-----------------|-----------------------|
| 1 | 制御部 |
| 1a | 油圧制御手段 |
| 1a1 | 目標油圧算出手段 |
| 1b | エンジン制御手段 |
| 5 | 入力(軸)回転数検出手段(センサ) |
| 8 | エンジン操作手段(電子スロットルシステム) |
| Δ | |
| 9, 10 | 油圧サーボ |
| SL S, SL U | 調圧手段(リニアソレノイドバルブ) |
| 11, 12 | 調圧手段(プレッシャコントロールバルブ) |
| P_A | 係合油圧 |
| P_B | 解放油圧 |
| P_{TA} | 目標油圧 |
| δP_{TA} | 油圧変化 |
| $\omega a'$ | 目標回転数変化率 |
| $\omega s'$ | 回転数変化率 |
| N_T | 入力(軸)回転数 |
| ΔN | 入力回転数変化分 |
| dN_S | 変速開始判定回転数 |
| T_c | エンジントルクコントロール量 |
| dT_c | スワイプ勾配(トルクダウン変化量) |
| T_{CD} | トルクダウン量 |

【図1】

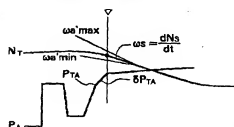


【図8】

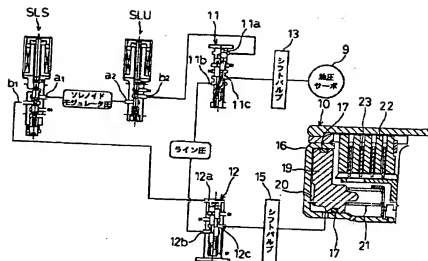


【図9】

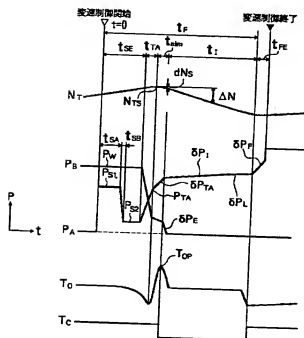
係合油圧の学習 (UPシフト)



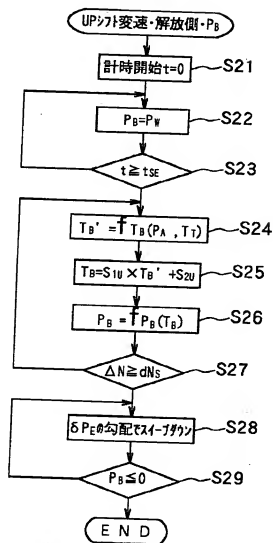
【図2】



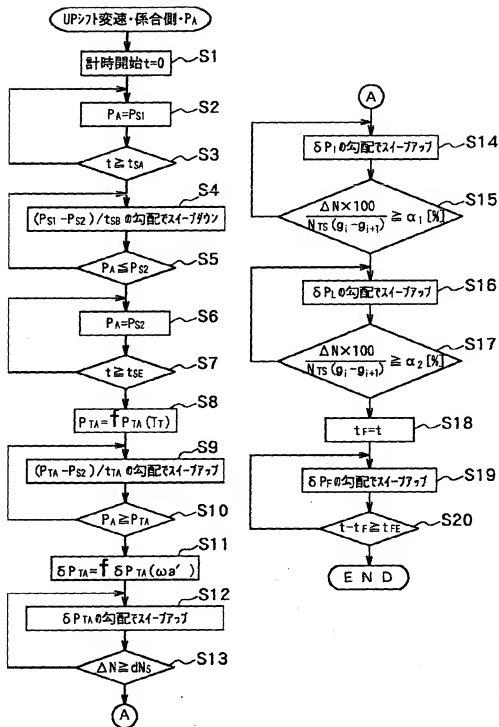
【図3】



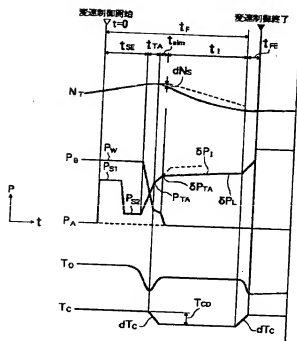
【図5】



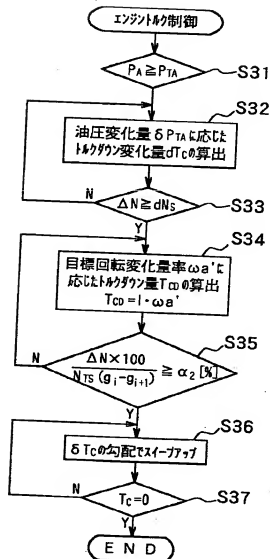
【図4】



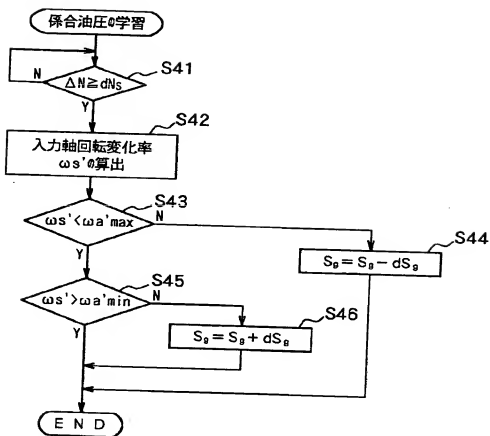
【図6】



【図7】



【図10】



フロントページの続き

(72) 発明者 斉藤 正雄

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72) 発明者 久保 孝行

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ
ン・エイ・ダブリュ株式会社内